نشریهٔ علوم کاربردی و محاسباتی در مکانیک
سال سی وسه، شمارهٔ یک، ۱٤۰۰(۱٦-۱)
DOI: 10.22067/jacsm.2022.67824.1002

بهینه‌سازی ترمواکونومیکی چرخهٔ کالینای مافوق گرم برای دماهای مختلف منابع زمین‌گرمایی در ایران *

مقاله پژوهشی

پریسا کاظمیانی نجف آبادی(۱)   احسان امیری راد(۲)

چکیده *منابع زمین‌گرمایی یکی از منابع حرارتی تجدیدپذیر هستند. در مطالعهٔ حاضر، ابتدا به امکان‌سنجی استفاده از یک چرخهٔ کالینای مافوق گرم برای تولید توان از منابع زمین‌گرمایی در ایران پرداخته شده‌است. بااستفاده از تجزیه و تحلیل ترمودینامیکی و ترمواکونومیکی، تأثیر پارامترهای عملیاتی شامل فشار توربین و غلظت آب- آمونیاک بر عملکرد چرخهٔ کالینای مافوق گرم در دمای منبع حرارتی ۱۷۰°C بررسی شده‌است. نتایج نشان می‌دهد در دمای منبع حرارتی ۱۷۰°C و غلظت ٦٥٪، بیشترین کار خالص چرخه در فشار توربین ۲۸/۳۳ bar و کمترین هزینهٔ اگزرژی تولید توان در فشار ۱۹/٤٤ bar اتفاق می‌افتد. هم‌چنین در فشار ثابت ۲۲bar، بیشینهٔ کار خالص و کمینهٔ هزینهٔ اگزرژی تولید توان به‌ترتیب در غلظت ٦٦٪ و غلظت ۷۰/۳۳٪ اتفاق می‌افتند. نهایتاً کمینه کردن هزینهٔ اگزرژی تولید توان به‌عنوان تابع هدف انتخاب شد و بااستفاده از الگوریتم ژنتیک مقادیر فشار توربین و غلظت آب- آمونیاک به‌طور هم‌زمان بهینه گردید. سرانجام، به‌منظور دست‌یابی به حداکثر عملکرد، برای دماهای مختلف منابع زمین‌گرمایی در ایران مقادیر بهینهٔ فشار و غلظت در جدولی معرفی شد.*

واژه‌های کلیدی زمین‌گرمایی، چرخهٔ کالینای مافوق گرم، ترمواکونومیک، بهینه‌سازی.

مقدمه

امروزه، جلوگیری از تغییرات آب و هوایی، گرم شدن کرهٔ زمین و کاهش منابع سوخت‌های فسیلی مسئلهٔ مهمی است که نیاز به همکاری همه‌جانبه دارد. افزایش جمعیت منجر به رشد چشم‌گیر میزان تقاضای انرژی در جهان شده‌است. پیش‌بینی تقاضای انرژی نشان می دهد که از سال ۲۰۱۰ تا ۲۰۳۵ تقاضای انرژی در جهان حدود ۳۵٪ رشد می‌کند [1]. انتشار گازهای گل‌خانه‌ای از معایب فعالیت‌های مربوط به تولید برق است [2]؛ بنابراین اقدامات لازم برای کاهش انتشار آلاینده‌های زیست‌محیطی ضروری است. به‌کارگیری سیستم‌های جذب کربن [3,4]، استفاده از انرژی‌های تجدیدپذیر [5,6] و تکنیک‌های ذخیره‌سازی و بهبود کارایی تبدیل انرژی [7,8]، برخی از روش‌های کاهش انتشار آلاینده‌های زیست‌محیطی است.

از میان سایر انرژی‌های تجدیدپذیر، انرژی زمین‌گرمایی به‌دلیل پایدار بودن ارجحیت دارد [9]. تولید برق از انرژی زمین‌گرمایی سابقهٔ طولانی دارد. به‌طوری‌که در سال ۱۹۰٤، پرنس پیرو جینوری کنتی توانست اولین دستگاه تولید برق توسط یک چاه بخار زمین‌گرمایی را در ایتالیا راه‌اندازی کند [10]. از انرژی زمین‌گرمایی می‌توان برای تولید برق یا مصارف مستقیم (مانند گرمایش، سرمایش و خشک کردن) استفاده کرد [11,12]. به‌طور کلی، منابع زمین‌گرمایی در دمای پایین (پایین‌تر از ۹۰°C) برای مصرف مستقیم مناسب هستند. مطالعات متعددی در مورد تولید توان از منابع زمین‌گرمایی به‌وسیلهٔ چرخه‌های مختلف قدرت مانند چرخهٔ کالینا و رانکین انجام شده‌است [13,14].

چرخهٔ رانکین بخار از چرخه‌های بسیار کارآمد به‌جهت تولید توان است [15]؛ البته، به‌دلیل بالا بودن دمای نقطهٔ جوش آب، استفاده از چرخهٔ بخار گزینهٔ مناسبی برای منابع حرارتی با دمای پایین نیست [16]؛

---

* تاریخ دریافت مقاله ۱۳۹۹/۹/۲٦ و تاریخ پذیرش آن ۱٤۰۰/۷/۱٤ می‌باشد.

(۱) دکتری مهندسی مکانیک، دانشکده فنی و مهندسی، دانشگاه حکیم سبزواری، سبزوار، ایران.
(۲) نویسنده مسئول: دانشیار مهندسی مکانیک، دانشکده فنی و مهندسی، دانشگاه حکیم سبزواری، سبزوار، ایران.
Email: Ehsanamech@gmail.com

اما استفاده از برخی مایعات آلی که دارای دمای جوش پایین هستند می‌تواند گزینهٔ جایگزین مناسبی باشد [17]؛ البته بهتر است توجه شود که برخی از مواد آلی دارای پتانسیل گرمایش جهانی و یا پتانسیل تخریب ازن بالایی هستند [18]. هم‌چنین اکثر مواد آلی فقط مناسب محدودهٔ مشخصی از دمای منبع حرارت هستند [19]. به‌منظور انتخاب کارآمدترین سیال کاری چرخهٔ رانکین آلی در دمای خاصی از منبع حرارتی، مطالعات متعددی انجام شده‌است [20,21]؛ به‌عنوان مثال، دای و همکاران [22] استفاده از ده سیال عامل آلی مختلف را در سیکل رانکین بررسی کردند. آنها نتیجه گرفتند که در دمای منبع حرارتی ۱٤٥°C، استفاده از سیال R236EA در مقایسه با سایر سیالات کاری ارجحیت دارد و منجر به حداکثر بازده اگزرژی در حدود ۳۵/٤۳٪ می‌گردد. هم‌چنین استفاده از مخلوط‌های دوتایی در چرخه‌های قدرت منجر به بازده بالاتر آنها می‌شود [23]. این بهبود به‌دلیل تطابق مناسب بین دمای مخلوط زئوتروپیک (zeotropic) و دمای منبع حرارتی رخ می‌دهد [24].

مخلوط زئوتروپیک، یک مخلوط شیمیایی با ترکیبی از چندین سیال خالص است که دارای نقاط جوش مختلف هستند. اخیراً استفاده از مخلوط‌های زئوتروپیک به‌عنوان سیال کاری چرخهٔ قدرت به‌دلیل برگشت‌ناپذیری پایین‌تر آنها پیشنهاد شده‌است [25,26]. مخلوط آب- آمونیاک یکی از کارآمدترین مخلوط‌های زئوتروپیک شناخته شده‌است که اغلب برای تولید توان و سرمایش از منابع حرارتی دماپایین استفاده می‌شود [27,28].

در سال ۱۹۸٤، الکساندر کالینا [29] برای بازیابی حرارت اتلافی از اگزوز توربین گاز چرخهٔ جدیدی را براساس مخلوط آب- آمونیاک معرفی کرد که کالینا نام‌گذاری شد؛ سپس، این چرخه برای تولید توان از حرارت اتلافی صنایع [30] و انرژی زمین‌گرمایی [31] مورد استفاده قرار گرفت.

مدی و هگلیند [32] در پژوهشی برخی از پیکربندی های مختلف چرخهٔ کالینا را که در محل قرارگیری بازیاب‌های حرارتی با هم متفاوتند بررسی کردند. آنها خاطرنشان کردند که استقرار و تعداد بازیاب‌های حرارتی تأثیر به‌سزایی در کارایی چرخه دارد.

ارسلان [32] غلظت بهینه را برای چرخهٔ کالینا که بااستفاده از انرژی زمین‌گرمایی ۹۰°C تولید قدرت می‌کند برابر با ۸۰/۲٪ معرفی کرد.

رودریگوز و همکاران [34] به بررسی چرخهٔ کالینا و چرخهٔ رانکین برای یک نیروگاه زمین‌گرمایی در برزیل پرداختند. آنها نشان دادند که چرخهٔ کالینا در غلظت آمونیاک ۸٤٪، حدود ۱۸٪ توان بیشتری را نسبت‌به چرخهٔ رانکین آلی تولید می‌کند.

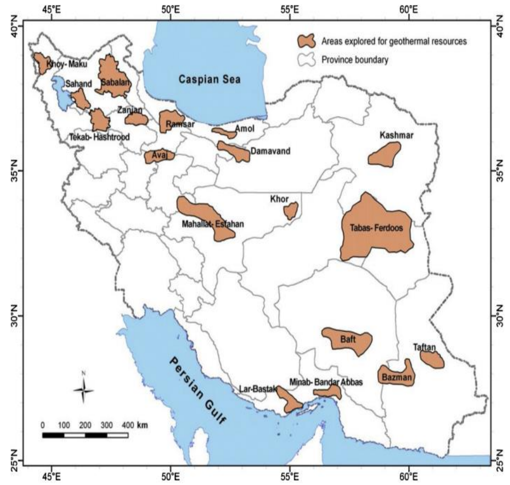
فو و همکاران [35] اثرات فشار ورودی توربین بر عملکرد چرخهٔ کالینا را بررسی کردند. آنها نشان دادند که می‌توان فشار مطلوبی را برای هر دمای منبع حراتی معرفی کرد.

هتیاراچی و همکاران [36] اثر غلظت‌های مختلف آمونیاک را بر عملکرد چرخهٔ کالینا بررسی کردند. آنها نشان دادند که می‌توان غلظت بهینه‌ای را شناسایی کرد که در آن کارایی چرخهٔ کالینا دارای بیشترین مقدار است.

در مطالعهٔ حاضر، براساس تجزیه و تحلیل‌های انرژی، اگزرژی و ترمواکونومیک چرخهٔ کالینای مافوق گرم که بااستفاده از حرارت زمین‌گرمایی تولید قدرت می‌کند، مدل شده‌است. در ابتدا، تأثیر پارامترهای عملکردی مختلف شامل ماکزیمم فشار چرخه و غلظت آمونیاک بر کارایی چرخهٔ کالینای مافوق گرم بررسی شد. سپس بااستفاده از الگوریتم بهینه‌سازی ژنتیک و براساس تابع هدف مینیمم هزینهٔ اگزرژی تولید توان، بهینه‌ترین شرایط عملیاتی معرفی شد. درنهایت، برای دماهای مختلف منابع زمین‌گرمایی در ایران، بهینه‌ترین مقادیر فشار و غلظت در جدولی ارائه گردید.

انرژی زمین‌گرمایی در ایران

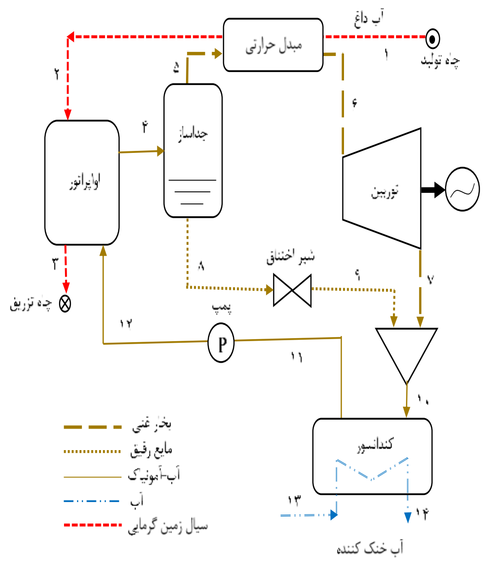
در ایران اولین اســـتفاده‌ها از انرژی زمین‌گرمایی برای حوضـچه‌های اســتحمام آب گرم به دوران باسـتان باز می‌گردد. تحقیقات درزمینهٔ انرژی زمین‌گرمایی در ایران برای اولین بار در سال ۱۹۷۵ انجام شد. در سال ۱۹۸۳، چهار منطقهٔ زمین‌گرمایی شـامل مناطق سـبلان (شـهر مشـگین شـهر)، خوی- ماکو، دماوند و سـهند مورد بررسی قرار گرفت. پس از یک فاصلهٔ طولانی، در سال ۱۹۹٤، تولید برق از منبع زمین‌گرمایی سـبلان پیشـنهاد شـد. نوراللهی و همکاران [37] اولین نقشـهٔ از مناطق دارای پتانسـیل زمین‌گرمایی در ایران را در سـال ۲۰۰۹ معرفی کردند. بیشـتر مطالعات انجام‌شـده در ایران به ارزیابی پتانسـیل منابع زمین‌گرمایی در مناطق مختلف ایران پرداخته‌اند [38,39]. نقشـهٔ پتانسـیل زمین‌گرمایی ایران در شکل (۱) نشان داده شده است [40]. دو نوع منبع زمین‌گرمایی با سـیال زمین‌گرمایی تک‌فاز و یا دوفاز در ایران وجود دارد.



شکل ۱ نقشهٔ مناطق دارای پتانسیل زمین‌گرمایی در ایران [40]

توصیف سیستم و فرضیات درنظر گرفته‌شده

در مقالهٔ حاضـر، یک چرخهٔ کالینای مافوق گرم که بااسـتفاده از حرارت یک منبع زمین‌گرمایی در ایران تولید توان می‌کند مورد بررسی قرار گرفته‌است. شکل (۲) شماتیکی از سیستم مورد مطالعه را نشان می‌دهد. همان‌طور که در شکل (۲) نشان داده شده‌است، چرخهٔ کالینای مافوق گرم متشـکل از توربین، مخلوط‌کننده، مبدل حرارتی (مافوق گرم‌کننده)، کندانسـور، پمپ، اواپراتور، جدا ساز و یک شیر اختناق می‌باشد. مخلوط آب- آمونیاک به‌عنوان سـیال کاری وارد اواپراتور می‌شـود و پس از جذب گرمای سـیال زمین‌گرما به‌صورت سیال دوفازی اواپراتور را ترک می‌کند و وارد جدا ساز می شود؛ سپس، بخار آمونیاک غنی وارد یک مبدل حرارتی می‌شـود و نهایتاً در حالت بخار مافوق گرم در توربین انبسـاط می یابد. از طرف دیگر مایع اشباع آب- آمونیاک پس از عبور از یک شیر اختناق به فشار خروجی توربین می‌رسد. سپس دو جریان در یک مخلوط‌کننده با هم ترکیب می‌شـوند و پس از انتقال حرارت در کندانسـور به مایع تبدیل می‌شـوند. نهایتاً سیال خروجی از کندانسور به‌وسیلهٔ پمپ به بیشترین فشـار چرخه می‌رسـد و همهٔ مراحل فوق مجدداً تکرار می‌گردد.



شکل ۲ شماتیک سیستم مورد مطالعه

فرضـیات اصـلی در تحلیل چرخهٔ کالینای مافوق گرم به‌شرح زیر است [23]

- سیستم در شرایط پایدار کار می‌کند؛
- از انرژی پتانسیل و جنبشی صرف نظر شده‌است؛
- بازدهٔ آیزنتروپیک توربین برابر ٪۸۵ فرض شده‌است؛
- بازدهٔ آیزنتروپیک پمپ برابر ٪۸۰ فرض شده‌است؛
- آب خنک‌کننده در شرایط محیطی به کندانسور وارد می‌شود؛
- خروجی کندانسور مایع اشباع است؛
- دمای خروجی مایع زمین‌گرمایی از اواپراتور بالاتر از ۸۰ °C است [41]؛
- هزینه بر واحد اگزرژی منبع حرارتی برابر با ۱/۳ GJ درنظر گرفته شده‌است؛
- هزینه بر واحد اگزرژی آب خنک‌کننده در کندانسور برابر با صفر است.

هم‌چنین پارامترهای لازم برای شبیه‌سازی سیستم در جدول (۱) نشان داده شده‌است.

جدول ۱ برخی از پارامترهای ورودی مورد نیاز برای شبیه‌سازی

پارامتر	مقدار
نرخ جریان جرمی منبع حرارتی (kg/s)	۱
دمای منبع حرارتی (°C)	۱۷۰
حداقل دمای سیال زمین‌گرمایی خروجی از اواپراتور (°C)	۸۰
دمای نقطهٔ پینچ (°C)	٦
دمای ورودی منبع سرد (°C)	۱۵
دمای خروجی منبع سرد (°C)	۳۰
فشار توربین (bar)	۲۰-٤۰
غلظت آب-آمونیاک (%)	٦۰-۹۰

تحلیل سیستم

در این پژوهش یک چرخهٔ کالینای مافوق گرم ابتدا بااستفاده از تحلیل ترمودینامیکی مدل شده‌است. سپس بااستفاده از تحلیل ترمواکونومیک به بررسی و آنالیز اقتصادی سیستم پرداخته شده‌است. نهایتاً بااستفاده از الگوریتم بهینه‌سازی ژنتیک چرخهٔ مورد مطالعه بیهنه‌سازی گردیده‌است.

تحلیل ترمودینامیکی. برای مدل‌سـازی هر چرخهٔ ترمودینامیکی باید از معادلات موازنهٔ جرم، انرژی و اگزرژی استفاده شود. فرم سادهٔ این معادلات را می‌توان به‌صورت زیر نوشت:

$$\sum \dot{m}_i = \sum \dot{m}_e \quad (۱)$$

$$\dot{Q} - \dot{W} = \sum \dot{m}_{out} h_{out} - \sum \dot{m}_{in} h_{in} \quad (۲)$$

$$\dot{\phi}_Q - \dot{W}_{net} = \sum \dot{Ex}_{out} - \sum \dot{Ex}_{in} + \dot{Ex}_D \quad (۳)$$

در معادلات فوق، $\dot{Q}$ میزان انتقال حرارت و $\dot{W}$ میزان کار خروجی برای هر حجم کنترل است. $\dot{m}$ و h به‌ترتیب نرخ جریان جرمی سیال و انتالپی هستند. $\dot{Ex}_D$ برابر با میزان اگزرژی تخریبی و $\dot{\phi}_Q$ بیانگر اگزرژی مربوط به انتقال گرما است که مطابق رابطهٔ زیر محاسبه می‌شود:

$$\dot{\phi}_Q = [1 - \frac{T_0}{T}]\dot{Q} \quad (٤)$$

معـادلات تعـادل انرژی و اگزرژی برای اجزای مختلف چرخهٔ مورد بررسـی در جدول (۲) ارائه شده‌است.

جدول ۲ معادلات تعادل انرژی و اگزرژی برای اجزای مختلف چرخه

اجزای سیستم	انرژی	اگزرژی
توربین	$\dot{W}_{tur} = \dot{m}_6(h_6 - h_7)$	$\dot{Ex}_6 = \dot{Ex}_7 + \dot{W}_{tur} + \dot{Ex}_{D,tur}$
مخلوط کننده	$\dot{m}_7h_7 + \dot{m}_9h_9 = \dot{m}_{10}h_{10}$	$\dot{Ex}_9 + \dot{Ex}_7 = \dot{Ex}_{10} + \dot{Ex}_{D,mix}$
کندانسور	$\dot{m}_{10}(h_{10} - h_{11}) = \dot{m}_{13}(h_{14} - h_{13})$	$\dot{Ex}_{14} + \dot{Ex}_{11} = \dot{Ex}_{10} + \dot{Ex}_{13} + \dot{Ex}_{D,cond}$
پمپ	$\dot{W}_{pump} = \dot{m}_{11}(h_{12} - h_{11})$	$\dot{Ex}_{11} + \dot{W}_{tur} = \dot{Ex}_{12} + \dot{Ex}_{D,pump}$
مبدل حرارتی	$\dot{m}_5(h_6 - h_5) = \dot{m}_1(h_1 - h_2)$	$\dot{Ex}_5 + \dot{Ex}_1 = \dot{Ex}_2 + \dot{Ex}_6 + \dot{Ex}_{D,HTR}$
اواپراتور	$\dot{m}_{12}(h_4 - h_{12}) = \dot{m}_2(h_2 - h_3)$	$\dot{Ex}_2 + \dot{Ex}_{12} = \dot{Ex}_4 + \dot{Ex}_3 + \dot{Ex}_{D,evap}$
جداساز	$\dot{m}_8h_8 + \dot{m}_5h_5 = \dot{m}_4h_4$ $\dot{m}_8X_8 + \dot{m}_5X_5 = \dot{m}_4X_4$	$\dot{Ex}_4 = \dot{Ex}_8 + \dot{Ex}_5 + \dot{Ex}_{D,sep}$
شیر اختناق	$h_8 = h_9$	$\dot{Ex}_8 = \dot{Ex}_9 + \dot{Ex}_{D,t.v}$

به‌منظور ارزیابی عملکرد چرخهٔ مدل‌شده، کار خالص، بازده‌های انرژی و اگزرژی به‌شرح زیر محاسبه می‌شوند:

$$\dot{W}_{net} = \dot{W}_{tur} - \dot{W}_{pump} \quad (۵)$$

$$\eta_{\mathrm{I}} = \frac{\dot{W}_{net}}{\dot{Q}_{in}} \quad (٦)$$

$$\eta_{\mathrm{II}} = \frac{\dot{W}_{net}}{\dot{\phi}_{Q,in}} \quad (۷)$$

تحلیل ترمواکونومیک. تحلیل ترمواکونومیک یک سیستم را از منظر اقتصادی و حرارتی بررسی می‌کند. هزینهٔ اگزرژی هر جریان را می‌توان بااستفاده از تجزیه و تحلیل ترمواکونومیک محاسبه کرد. معادلهٔ تعادل هزینه برای هر حجم کنترل را می‌توان به‌شرح زیر بیان کرد [42]:

$$\dot{C}_{q,k} + \sum \dot{C}_{in,k} + \dot{Z}_k = \dot{C}_{w,k} + \sum \dot{C}_{out,k} \quad (۸)$$

$\dot{C}_{q,k}$ و $\dot{C}_{w,k}$ به‌ترتیب نرخ هزینهٔ اگزرژی واحد انتقال گرما و کار هستند. $\dot{C}_{in,k}$ و $\dot{C}_{out,k}$ به‌ترتیب نرخ هزینهٔ جریان‌های ورودی و خروجی هر جز هستند که مطابق رابطهٔ زیر محاسبه می شوند:

$$\dot{C}_k = c_k \dot{Ex}_k \quad (۹)$$

$\dot{Z}_k$ نرخ کلی هزینهٔ هر جزء شامل هزینه‌های سرمایه‌گذاری و تعمیر و نگه‌داری است که مطابق زیر به‌دست می‌آید [42].

$$\dot{Z}_k = \dot{Z}_k^{CI} + \dot{Z}_k^{OM} = \frac{CRF \times \phi_r \times Z_k}{N \times 3600} \quad (۱۰)$$

در معادلهٔ فوق، ϕ_r و N به‌ترتیب عامل نگه‌داری (در این مطالعه ۱/۰٦) و ساعت کار سالانه (در این مطالعه ۷٤٤٦ ساعت) هستند. Z_k هزینهٔ خرید هر یک از اجزای سیستم است که طبق جدول (۳) به‌دست می‌آید [٤٢]. CRF به‌شرح زیر محاسبه می‌شود:

$$CRF = \frac{i(1+i)^n}{(1+i)^n - 1} \quad (۱۱)$$

در معادلهٔ فوق، n و i به‌ترتیب کل دورهٔ عملکرد سیستم (در این مطالعه ۲۰ سال) و نرخ بهره (در این

مطالعه ۱۰٪) هستند.

معادلات تعادل ترمواکونومیک برای اجزای مختلف چرخه در جدول (۳) ارائه شده‌است.

جدول ۳ معادلات تعادل ترمواکونومیک
برای اجزای مختلف چرخه

اجزای سیستم	تعادل ترمواکونومیک	هزینهٔ خرید
توربین	$\dot{C}_6+\dot{Z}_{tur} = \dot{C}_7 + \dot{C}_{tur}$	$Z_{tur} = 4405 \times \dot{W}_{tur}{}^{0.7}$
مخلوط کننده	$\dot{C}_7 + \dot{C}_9 + \dot{Z}_{mix} = \dot{C}_{10}$	$Z_{mix} = 0$
کندانسور	$\dot{C}_{14} + \dot{C}_{11} + \dot{Z}_{cond} = \dot{C}_{10} + \dot{C}_{13}$	$Z_{cond} = 1773 \times \dot{m}_{10}$
پمپ	$\dot{C}_{11} + \dot{C}_{pump} + \dot{Z}_{pump} = \dot{C}_{12}$	$Z_{pump} = 2100\left(\frac{\dot{W}_{pump}}{10}\right)^{0.26} \times \left(\frac{1-\eta_{is,pump}}{\eta_{is,pump}}\right)^{0.5}$
مبدل حرارتی	$\dot{C}_1 + \dot{C}_5 + \dot{Z}_{hex} = \dot{C}_2 + \dot{C}_6$	$Z_{hex} = 12000 \times (\frac{A_{hex}}{100})^{0.6}$
اواپراتور	$\dot{C}_2 + \dot{C}_{12} + \dot{Z}_{evap} = \dot{C}_4 + \dot{C}_3$	$Z_{evap} = 16000 \times (\frac{A_{evap}}{100})^{0.6}$
شیر اختناق	$\dot{C}_8 + \dot{Z}_{valve} = \dot{C}_9$	$Z_{valve} = 0$

بهینه‌سازی. به‌منظور بهینه‌سازی سیستم مورد مطالعه، به حداقل رساندن هزینهٔ اگزرژی واحد تولید توان (c_{tur}) به‌عنوان تابع هدف انتخاب شده‌است. فشار توربین و غلظت آب- آمونیاک متغیرهای تصمیم‌گیری مؤثری هستند که عملکرد سیستم تولید قدرت را تحت تأثیر قرار می‌دهند. به‌منظور بهینه‌سازی سیستم و دست‌یابی به مقادیر بهینهٔ متغیرها، الگوریتم بهینه‌سازی ژنتیک مورد استفاده قرار گرفته‌است. الگوریتم ژنتیک یک روش بهینه‌سازی است که از قوانین تکامل طبیعی برای یافتن مقادیر بهینه استفاده می‌کند [43]. در مقالهٔ حاضر، از الگوریتم ژنتیک موجود در نرم‌افزار EES (Engineering Equation Solver) برای بهینه‌سازی سیستم استفاده شده‌است [44].

اعتبارسنجی مدل ترمودینامیکی

برای بررسی قابلیت اطمینان مدل ترمودینامیکی توسعه‌یافته، روابط و فرضیات، یک چرخهٔ کالینای فوق گرم مدل شد. نتایج مدل حاضر با نتایج وانگ و همکاران [45] مقایسه شد که در جدول (٤) نشان داده شده‌است. مطابق جدول (٤) توافق خوبی بین نتایج مطالعهٔ حاضر و نتایج حاصل از مطالعهٔ وانگ و همکاران [45] مشاهده می‌شود.

جدول ٤ اعتبارسنجی مدل ترمودینامیکی

	مدل حاضر	وانگ و همکاران [45]	خطا (٪)
کار پمپ (kW)	٢٦/٨١	٢٤/٩٤	٧/٤
کار توربین (kW)	٤٠٤/٦	٤٠٩/٢٨	١/١
کار خالص (kW)	٣٧٧/٨	٣٨٤/٣٤	١/٧
بازده حرارتی (٪)	٦/٤	٦/٥	١/٥

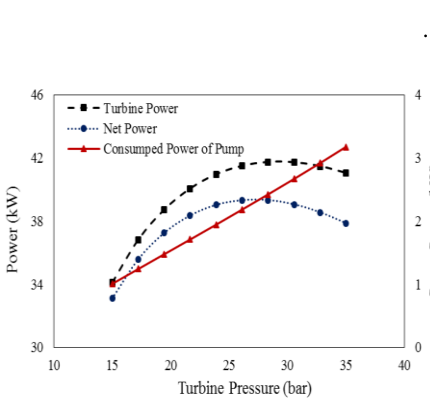
نتایج

در این بخش، ابتدا تأثیر پارامترهای عملیاتی مانند فشار توربین و غلظت مخلوط آب- آمونیاک بر عملکرد سیستم مورد مطالعه بررسی می‌شود؛ سپس بااستفاده از الگوریتم بهینه‌سازی ژنتیک و براساس تابع هدف ترمواکونومیکی معرفی‌شده، در یک دمای منبع حرارتی ثابت، مقادیر فشار توربین و غلظت آب-آمونیاک بهینه می‌شود. نهایتاً این مقادیر بهینه برای سایر دماهای منابع زمین‌گرمایی در جدولی ارائه می‌گردد.

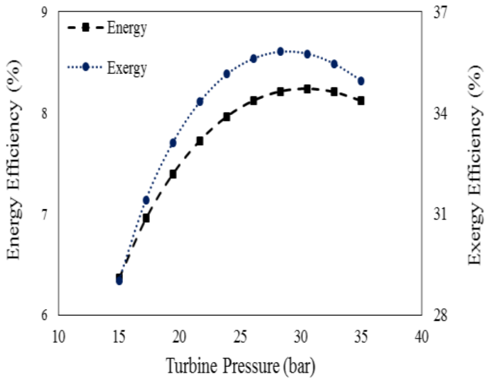
تأثیر فشــار توربین بر عملکرد چرخه. فشـار توربین بالاتر منجر به افزایش کار پمپ می‌شـود که در شـکل (۳) نشان داده شده‌است. افزایش فشار توربین منجر به افزایش انتالپی ورودی به توربین و نهایتاً افزایش کار مخصوص توربین می‌گردد. از طرف دیگر، نرخ جریان جرمی عبوری از توربین با افزایش فشار کاهش می‌یابد. مطابق جدول (۲)، کار توربین برابر حاصل‌ضـرب کار مخصـــوص در نرخ جر یان جرمی عبوری از توربین است؛ بنابراین یک فشار بهینه وجود دارد که در آن کار توربین بیشینه است. هم‌چنین کار خالص که از اختلاف کار توربین و کار مصرفی پمپ حاصل می‌شود در فشار ۲۸/۳۳ bar به ماکزیمم مقدار ۳۹/۳۲ kW می‌رسـد که در شکل (۳) نمایش داده شده‌است.

شـــکل (٤) تأثیر افزایش فشـــار توربین بر مقادیر بازده انرژی و اگزرژی را نشـان می‌دهد. افزایش فشـار توربین منجر به کاهش انرژی و اگزرژی جذب شده در اواپراتور می‌شـــود. مطابق معادلات (٦ و ۷)، ماکزیمم بازده انرژی و اگزرژی به‌ترتیب در فشـــار‌های bar ۳۰/٥٦ و bar ۲۸/۳۳ اتفاق افتادها ست که در شکل (٤) نشان داده شده‌است.

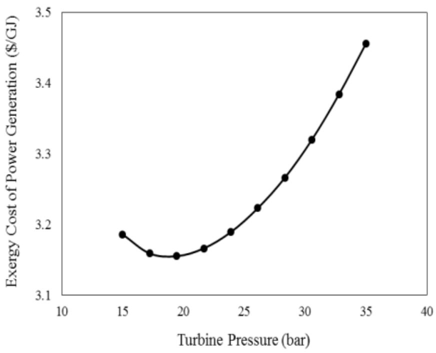
تأثیر افزایش فشـــار ورودی توربین بر هزینهٔ واحد اگزرژی تولید قدرت در شکل (٥) نشان داده شده‌است. واضـح اسـت هر چه مقدار هزینهٔ اگزرژی تولید توان کمتر باشـد بهتر اسـت. بهینه‌ترین مقدار هزینهٔ اگزرژی برابر است با ۳/۱٥٥ $/GJ که در فشار ۱۹/٤٤ bar اتفاق می‌افتد.



شکل ۳ تأثیر فشارهای مختلف توربین بر کار مصرفی پمپ، کار توربین و کار خالص

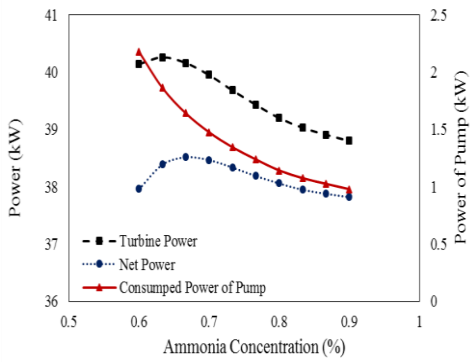


شکل ٤ تأثیر فشارهای مختلف توربین بر بازدهٔ انرژی و اگزرژی



شکل ٥ تأثیر فشارهای مختلف توربین بر هزینهٔ اگزرژی تولید توان

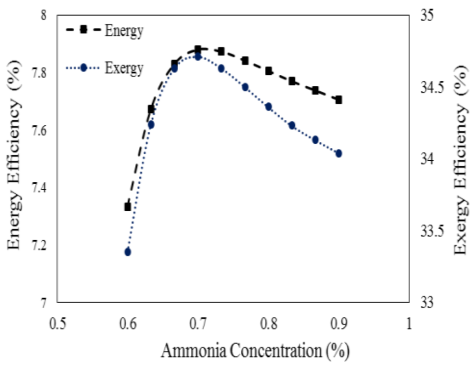
تأثیر غلظت آب- آمونیاک بر عملکرد چرخه. اثرات تغییر غلظت آب- آمونیاک بر کار مصرفی در پمپ، کار تولیدی توربین و هم‌چنین کار خالص سیستم مورد مطالعه در شکل (٦) نشان داده شده‌است. افزایش غلظت آمونیاک سبب کاهش نرخ جریان جرمی سیستم و درنتیجه کاهش کار مصرفی در پمپ می‌شود که در شکل (٦) نشان داده شده‌است. هم‌چنین، بالا بردن غلظت آمونیاک منجر به افزایش نرخ جریان جرمی عبوری از توربین می‌شود، درحالی‌که کار مخصوص توربین را کاهش می‌دهد. بنابراین، برهم‌کنش این تغییرات منجر به وجود یک غلظت بهینه شده‌است که در آن کار توربین در ماکزیمم مقدار است. هم‌چنین مطابق شکل (٦)، در غلظت ٦٦٪، بیشترین مقدار کار خالص برابر با ۳۸/٥kW است.



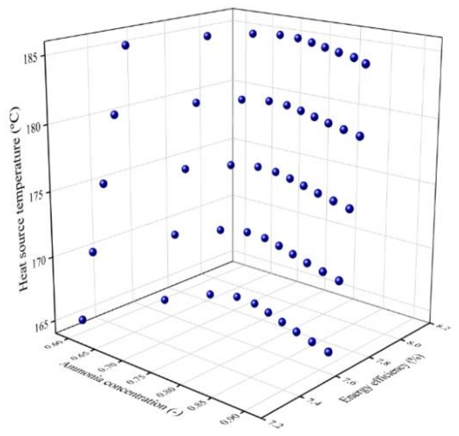
شکل ٦ تأثیر غلظت‌های مختلف آمونیاک بر کار مصرفی پمپ، کار توربین و کار خالص

تغییرات بازده‌های انرژی و اگزرژی با افزایش غلظت برای دمای ١٧٠°C در شکل (٧– آ) نشان داده شده‌است. مطابق شکل (٧– آ) وقتی سایر پارامترهای سیستم ثابت باشد، ماکزیمم بازدهٔ انرژی و اگزرژی برای دمای منبع زمین‌گرمایی ١٧٠°C به‌ترتیب برابر با ۷/۸۸٪ و ٣٤/٧١٪ هستند که در غلظت ٧٠٪ اتفاق می‌افتند. هم‌چنین تغییرات بازده‌های انرژی و اگزرژی با افزایش غلظت در دماهای مختلف منابع زمین‌گرمایی در شکل (۷) قسمت (ب) و (ج) نشان داده شده‌است. افزایش دمای منبع زمین‌گرمایی منجر به افزایش بازده انرژی و اگزرژی شده‌است.

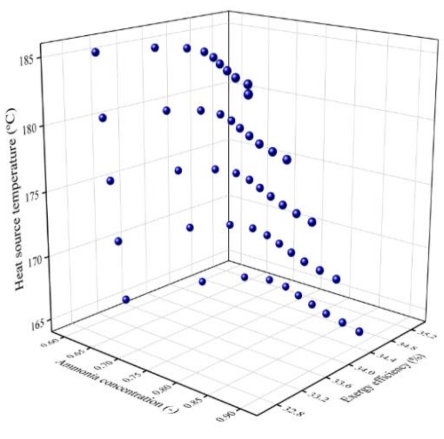
در شکل (۸) تأثیر غلظت‌های مختلف آمونیاک بر هزینهٔ اگزرژی تولید توان در دماهای مختلف منابع زمین‌گرمایی نمایش داده شده‌است. همان‌طور که در شکل (۸) نشان داده شده‌است برای دمای منبع گرمایی ١٧٠ °C، در غلظت ٧٠/٣٣٪ هزینهٔ واحد اگزرژی تولید توان در کمترین مقدار و برابر با ٣/١١$/GJ است. مطابق شکل (۸) افزایش دمای منبع زمین‌گرمایی منجر به کاهش هزینهٔ واحد اگزرژی تولید توان شده‌است.



(آ)

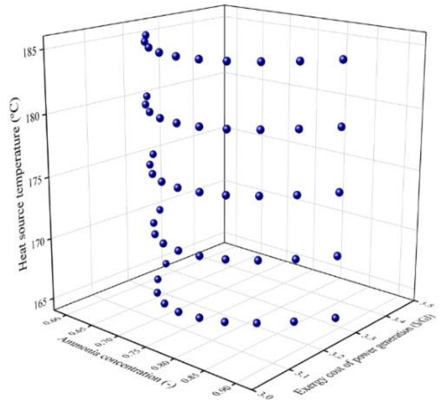


(ب)



(ج)

شکل ۷ تأثیر غلظت‌های مختلف آمونیاک بر (آ) بازدهٔ انرژی و اگزرژی در دمای منبع زمین‌گرمایی ١٧٠°C، (ب) بازدهٔ انرژی دردماهای مختلف منابع زمین‌گرمایی و (ج) بازدهٔ اگزرژی در دماهای مختلف منابع زمین‌گرمایی



شکل ۸ تأثیر غلظت‌های مختلف آمونیاک و دماهای مختلف منابع زمین‌گرمایی بر هزینهٔ اگزرژی تولید توان

بهینه‌سازی هم‌زمان غلظت آب- آمونیاک و فشار توربین. به‌منظور بهینه‌سازی سیستم مورد مطالعه در دمای مشخصی از منبع حرارتی، کمینه کردن هزینهٔ اگزرژی تولید توان به‌عنوان تابع هدف در نظر گرفته شده‌است. بااستفاده از الگوریتم بهینه‌سازی ژنتیک در دمای منبع حرارتی ۱۷۰°C، مقادیر بهینه برای غلظت آمونیاک و فشار توربین مطابق جدول (۵) به‌دست می‌آید.

جدول ۵ شرایط بهینه براساس کمینه کردن هزینهٔ اگزرژی تولید توان در دمای ۱۷۰°C

کار خالص (kW)	تابع هدف ($/GJ)	غلظت (%)	فشار (bar)	دما (°C)
٤۳/۲٥	۳/۰۹٦	۸۰/۰۱	۲۸/۸٥	۱۷۰

براساس الگوریتم بهینه‌سازی ژنتیک، نتایج بهینه‌سازی برای دماهای مختلف منابع زمین‌گرمایی در ایران در جدول (٦) نشان داده شده‌است. افزایش دمای منبع حرارتی سبب بهبود تولید کار خالص و درنتیجه کاهش هزینهٔ اگزرژی تولید توان شده‌است. هم‌چنین مطابق جدول (٦)، با افزایش دمای منبع حرارتی مقدار فشار و غلظت بهینه افزایش یافته‌است.

جدول ٦ شرایط بهینه براساس کمینه کردن هزینهٔ اگزرژی تولید توان در دماهای مختلف حرارتی

کار خالص (kW)	تابع هدف ($/GJ)	شرایط بهینه	دما (°C)	منطقهٔ زمین‌گرمایی
۳۹/٦۳	۳/۱	P=۲۷/۹۹ bar X=۸۰/۱۳	۱٦٥	سهند
٤۳/۲٥	۳/۰۹٦	P=۲۸/۸٥ bar X=۸۰/۱	۱۷۰	خوی- ماکو
٥۰/٦٥	۳/۰۸٥	P=۳۰/۰٥bar X=۸۰/۲۱	۱۸۳	سبلان
٥۷/٤۱	۳/۰۷٦	P=۳۳/٦۱ bar X=۸۳/۳۹	۱۹۰	دماوند

نتیجه‌گیری

افزایش درخواست انرژی، کاهش منابع سوخت‌های فسیلی، انتشار آلاینده‌های زیست‌محیطی و... منجر به نیاز روزافزون به استفاده از سیستم‌های نوآورانه و سوخت‌های تجدیدپذیر شده‌است. از میان سایر انرژی های تجدیدپذیر، انرژی زمین‌گرمایی به‌دلیل پایدار بودن ارجحیت دارد. در مقالهٔ حاضر، یک چرخهٔ کالینای مافوق گرم با هدف تولید توان از گرمای منابع زمین‌گرمایی در ایران مدل شده‌است. براساس تجزیه و تحلیل‌های ترمودینامیکی و ترمواکونومیکی اثرات پارامترهای مختلف عملیاتی مانند فشار توربین و غلظت آب- آمونیاک بر عملکرد چرخه بررسی شد. نتایج در دمای منبع حرارتی ۱۷۰°C و غلظت ٦٥٪ نشان می‌دهند ماکزیمم بازده‌های انرژی و اگزرژی به‌ترتیب در فشارهای ۳۰/٥٦ bar و ۲۸/۳۳ bar اتفاق می‌افتند؛ درحالی‌که کمترین هزینهٔ اگزرژی تولید توان در فشار ۱۹/٤٤bar است. هم‌چنین در فشار ثابت ۲۲bar، ماکزیمم بازدهٔ انرژی و اگزرژی به‌ترتیب برابر

با ۷/۸۸٪ و ۳٤/۷۱٪ هســـتند که در غلظت ۷۰٪ اتفاق می‌افتند. باا ستفاده از الگوریتم بهینه سازی ژنتیک و تابع هدف کمینه کردن هزینهٔ اگزرژی تولید توان، غلظت و فشار به‌طور هم‌زمان در دمای منبع حرارتی ثابت بهینه شدند. به‌طوری‌که در دمای منبع حرارتی ۱۷۰°C، فشار و غلظت بهینه به‌ترتیب برابر با ۲۸/۸۵ bar و ۸۰/۱٪ هستند. درنهایت به‌منظور دست‌یابی به حداکثر عملکرد، برای دماهای مختلف منابع زمین‌گرمایی در ایران مقادیر بهینهٔ غلظت و فشار در جدولی ارائه شدند.

واژه نامه

زمین گرمایی	Geothermal
تجدید پذیر	Renewable
ترمواکونومیک	Thermoeconomic
نقطه پینچ	Pinch point
بهینه سازی	Optimization
فشار توربین	Turbine pressure
غلظت آمونیاک	Ammonia concentation

نمادها

نرخ جریان جرمی (kg/s)	$\dot{m}$
نرخ انتقال حرارت (kW)	$\dot{Q}$
نرخ کار (kW)	$\dot{W}$
انتالپی (kJ/kg)	h
نرخ اگزرژی (kW)	$\dot{Ex}$
نرخ اگزرژی انتقال گرما (kW)	$\dot{\phi}_Q$
دما (K)	T
بازده انرژی (٪)	η_{I}
بازده اگزرژی (٪)	η_{II}
نرخ هزینهٔ اگزرژی ($/s)	$\dot{C}$
نرخ هزینهٔ اولیه ($/s)	$\dot{Z}$
عامل نگه‌داری	ϕ_r
ساعت کار سالانه (h)	N
دورهٔ عملکرد سیستم (سال)	n
نرخ بهره	i

مراجع

1. Al-alili, A., Hwang, Y. and Radermacher, R., "Review of Solar Thermal Air Conditioning Technologies", *International Journal of Refrigeration*, Vol. 39, pp. 4–22, (2013).
2. Amiri Rad, E. and Kazemiani-najafabadi, P., "Thermo-Environmental and Economic Analyses of an Integrated Heat Recovery Steam-Injected Gas Turbine", *Energy*, Vol. 141, pp. 1940–1954, (2017).
3. Gazzani, M., Turi, DM., Ghoniem, AF., Macchi, E. and Manzolini, G., "Techno-Economic Assessment of Two Novel Feeding Systems for a Dry-Feed Gasifier in an IGCC Plant with Pd-Membranes for CO_2 Capture", *International Journal of Greenhouse Gas Control*, Vol. 25, pp. 62–78, (2014).
4. Hanak, DP., Biliyok, C. and Manovic, V., "Efficiency Improvements for the Coal-Fired Power Plant Retrofit with CO_2 Capture Plant Using Chilled Ammonia Process", *Applied Energy*, Vol. 151, pp. 258–272, (2015).
5. Sheu, EJ. and Ghoniem, A., "Redox Reforming Based, Integrated Solar-Natural Gas Plants: Reforming and Thermodynamic Cycle Efficiency", *International Journal of Hydrogen Energy*, Vol. 39, pp.

14817–14833, (2014).

6. Sheu, EJ., Mokheimer, EMA. and Ghoniem. AF., "Dry Redox Reforming Hybrid Power Cycle: Performance Analysis and Comparison to Steam Redox Reforming", *International Journal of Hydrogen Energy*, Vol. 40, pp. 2939–2949, (2015).
7. Carapellucci, R. and Giordano, L., "Upgrading Existing Coal-Fired Power Plants Through Heavy-Duty and Aeroderivative Gas Turbines", *Applied Energy*, Vol. 156, pp. 86–98, (2015).
8. Singh, OK., "Performance Enhancement of Combined Cycle Power Plant Using Inlet Air Cooling by Exhaust Heat Operated Ammonia-Water Absorption Refrigeration System", *Applied Energy*, Vol. 180, pp. 867–879, (2016).
9. Ratlamwala, TAH. and Dincer, I., "Energetic and Exergetic Investigation of Novel Multi-Flash Geothermal Systems Integrated with Electrolyzers", *Journal of Power Sources*, Vol. 254, pp. 306–315, (2014).
10. DiPippo, R., "Geothermal Power Plants: Principles , Applications , Case Studies and Environmental Impact", Third Edit. Butterworth-Heinemann, (2012).
11. Kanoglu, M. and Bolatturk, A., "Performance and Parametric Investigation of a Binary Geothermal Power Plant by Exergy", *Renewable Energy*, Vol. 33, pp. 2366–2374, (2008).
12. Soltani, M., Kashkooli, FM., Dehghani-Sanij, A., Kazemi, AR., Bordbar, N., Farshchi, MJ., et al., "A Comprehensive Study of Geothermal Heating and Cooling Systems", *Sustainable Cities and Society*, Vol. 44, pp. 793–818, (2019).
13. Fu, W., Zhu, J., Li, T., Zhang, W. and Li, J., "Comparison of a Kalina Cycle Based Cascade Utilization System with an Existing Organic Rankine Cycle based Geothermal Power System in an Oilfield", *Applied Thermal Engineering*, Vol. 58, No. 2, pp. 224–233, (2013).
14. Prananto, LA., Zaini, IN., Mahendranata, BI., Juangsa, FB., Aziz, M. and Soelaiman, F., "Use of the Kalina Cycle as a Bottoming Cycle in a Geothermal Power Plant: Case Study of the Wayang Windu Geothermal Power Plant", *Applied Thermal Engineering*, Vol. 132, pp. 686–696, (2018).
15. Andeasen, JG., Meroni, A. and Haglind, F., "A Comparison of Organic and Steam Rankine Cycle Power Systems for Waste Heat Recovery on Large Ships", *Energies*, Vol. 10, No. 4, pp. 1–23, (2017).
16. Drescher, U. and Bruggemann, D., "Fluid Selection for the Organic Rankine Cycle (ORC) in Biomass Power and Heat Plants", *Applied Thermal Engineering*, Vol. 27, No. 1, pp. 223–228, (2007).
17. Saleh, B., Koglbauer, G., Wendland, M. and Fischer, J., "Working Fluids for Low-Temperature Organic Rankine Cycles", *Energy*, Vol. 32, No. 7, pp. 1210–1221, (2007).
18. Dincer, I. and Kanoglu, M., "Refrigeration Systems and Applications", Second. Wiley, (2010).

19. [19] Pintoro, A., Ambarita, H., Nur, TB. and Napitupulu, FH., "Performance Analysis of Low Temperature Heat Source of Organic Rankine Cycle for Geothermal Application", *IOP Conference Series: Materials Science and Engineering PAPER*, Vol. 308, (2018).
20. Rayegan, R. and Tao, YX., "A Procedure to Select Working Fluids for Solar Organic Rankine Cycles (ORCs)", *Renewable Energy*, Vol. 36, No. 2, pp. 659–670, (2011).
21. Fakeye-Babatunde, A. and Oyedepo-Sunday, O., "A Review of Working Fluids for Organic Rankine Cycle (ORC) Applications", *IOP Conf Series: Materials Science and Engineering*, Vol. 413, (2018).
22. Dai, Y., Wang, J. and Gao, L., "Parametric Optimization and Comparative Study of Organic Rankine Cycle (ORC) for Low Grade Waste Heat Recovery", *Energy Conversion and Management*, Vol. 50, No. 3, pp. 576–582, (2009).
23. Kazemiani-Najafabadi, P. and Amiri Rad, E., "Optimization of an Improved Power Cycle for Geothermal Applications in Iran", *Energy*, Vol. 209, pp. 118381, (2020).
24. Mahmoudi, SMS., Pourreza, A., Akbari, AD. and Yari, M., "Exergoeconomic Evaluation and Optimization of a Novel Combined Augmented Kalina Cycle/ Gas Turbine-Modular Helium Reactor", *Applied Thermal Engineering*, Vol. 109, pp. 109–120, (2016).
25. Miao, Z., Zhang, K., Wang, M. and Xu, J., "Thermodynamic Selection Criteria of Zeotropic Mixtures for Subcritical Organic Rankine Cycle", *Energy*, Vol. 167, pp. 484–497, (2019).
26. Dawo, F., Wieland, C. and Spliethoff, H., "Kalina Power Plant Part Load Modeling: Comparison of Different Approaches to Model Part Load Behavior and Validation on Real Operating Data", *Energy*, Vol. 174, pp. 625–537, (2019).
27. Alelyani, SM., Fette, NW., Stechel, EB., Doron, P. and Phelan, PE., "Techno-Economic Analysis of Combined Ammonia-Water Absorption Refrigeration and Desalination", *Energy Conversion and Management*, Vol. 143, pp. 493–504, (2017).
28. Fallah, M., Mahmoudi, SMS., Yari, M. and Ghiasi, RA., "Advanced Exergy Analysis of the Kalina Cycle Applied for Low Temperature Enhanced Geothermal System", *Energy Conversion and Management*, Vol. 108, pp. 190–201, (2016).
29. Kalina, AI., "Combined-Cycle System With Novel Bottoming Cycle", *Journal of Engineering for Gas Turbines and Power*, Vol. 106, pp. 737–742, (1984).
30. Nguyen, TQ., Slawnwhite, JD. and Boulama KG., "Power Generation from Residual Industrial Heat", *Energy Conversion and Management*, Vol. 51, pp. 2220–2229, (2010).
31. Dipippo, R., "Second Law Assessment of Binary Plants Generating Power from Low-Temperature Geothermal Fluids", *Geothermics*, Vol. 33, No. 5, pp. 565–586, (2004).

32. Modi, A. and Haglind, F., "Thermodynamic Optimisation and Analysis of Four Kalina Cycle Layouts for High Temperature Applications", *Applied Thermal Engineering*, Vol. 76, pp. 196–205, (2015).
33. Arslan, O., "Exergoeconomic Evaluation of Electricity Generation by the Medium Temperature Geothermal Resources , Using a Kalina Cycle: Simav Case Study", *International Journal of Thermal Sciences*, Vol. 49, No. 9, pp. 1866–1873, (2010).
34. Rodríguez, CEC., Palacio, JCE., Venturini, OJ., Silva Lora, EE., Cobas, MV., Santos, DM., et al., "Exergetic and Economic Comparison of ORC and Kalina Cycle for Low Temperature Enhanced Geothermal System in Brazil", *Applied Thermal Engineering*, Vol. 52, No. 1, pp. 109–119, (2013).
35. Fu, W., Zhu, J., Zhang, W. and Lu, Z., "Performance Evaluation of Kalina Cycle Subsystem on Geothermal Power Generation in the Oilfield", *Applied Thermal Engineering*, Vol. 54, No. 2, pp. 497–506, (2013).
36. Hettiarachchi, HDM., Golubovic, M., Worek, WM. and Ikegami, Y., "The Performance of the Kalina Cycle System 11 (KCS-11) With Low-Temperature Heat Sources", *Journal of Energy Resources Technology*, Vol. 129, No. 3, pp. 243–247, (2007).
37. Noorollahi, Y., Yousefi, H., Itoi, R. and Ehara, S., "Geothermal Energy Resources and Development in Iran", *Renewable and Sustainable Energy Reviews,* Vol. 13, No. 5, pp. 1127–1132, (2009).
38. Noorollahi, Y., Ghasempour, R. and Jalilinasrabady, S., "A GIS Based Integration Method for Geothermal Resources Exploration and Site Selection", *Energy Exploration and Exploitation*, Vol. 33, No. 2, pp. 243–258, (2015).
39. Noorollahi, Y., Shabbir, MS., Siddiqi, AF., Ilyashenko, LK. and Ahmadi, E., "Review of Two Decade Geothermal Energy Development in Iran, Benefits, Challenges, and Future Policy", *Geothermics*, Vol. 77, pp. 257–266, (2019).
40. Yousefi, H., Noorollahi, Y., Ehara, S., Itoi, R. and Yousefi, A., "Geothermics Developing the Geothermal Resources Map of Iran", *Geothermics*, Vol. 39, No. 2, pp. 140–151, (2010).
41. Hassani Mokarram, N. and Mosaffa, AH., "Investigation of the Thermoeconomic Improvement of Integrating Enhanced Geothermal Single Flash with Transcritical Organic Rankine Cycle", *Energy Conversion and Management*, Vol. 213, pp. 112831, (2020).
42. Mohammadkhani, F., Shokati, N., Mahmoudi, SMS., Yari, M. and Rosen, MA., "Exergoeconomic Assessment and Parametric Study of a Gas Turbine-Modular Helium Reactor Combined with Two Organic Rankine Cycles", *Energy*, Vol. 65, pp. 533–543, (2014).
43. Heo, J-H., Kim, M-K., Park, G-P., Yoon, YT., Park, JK., Lee, S-S., et al., "A Reliability-Centered Approach to an Optimal Maintenance Strategy in Transmission Systems Using a Genetic Algorithm",

IEEE Transactions on Power Delivery, Vol. 26, No. 4, pp. 2171–2179, (2011).

44. Kazemiani-najafabadi, P. and Amiri Rad, E., "Multi-Objective Optimization of a Novel Offshore CHP Plant Based on a 3E Analysis", *Energy*, Vol. 224, pp. 120135, (2021).
45. Wang, J., Wang, J., Zhao, P. and Dai, Y., "Proposal and Thermodynamic Assessment of a New Ammonia-Water Based Combined Heating and Power (CHP) System", *Energy Conversion and Management*, Vol. 184, pp. 277–289, (2019).

Thermoeconomic Optimization of a Superheated Kalina Cycle for Various Geothermal Source Temperatures in Iran

Parisa Kazemiani-Najafabadi[1], Ehsan Amiri Rad[2]

1. Introduction

Today, fighting against climate change, global warming and declining fossil fuel sources are important issues requiring comprehensive cooperation. Increasing the population leads to the significant growth of world energy demand. Forecasts of energy demand indicate that from 2010 to 2035 world's energy demand grows about 35%. The greenhouse gas emission is one of the disadvantages of activities related to energy generations. Therefore, immediate actions to decrease the pollutant emissions are essential. Employing carbon capture systems, using renewable energies, storage techniques, and improving the energy conversion efficacy are some methods for decreasing environmental emissions.

Among the renewable energies, geothermal energy is one of the promising resources as it is clean, sustainable, and reliable. It is a heat energy that emanates from the heat beneath the earth's interior. Generating electricity by geothermal resources dates back to many years ago.

The steam Rankine cycle is an effective cycle to generate power. Due to high critical temperature of water, however, using steam cycle is not a good choice for heat sources with low and moderate temperatures. But the use of some organic fluids that have low boiling points is an alternative choice. High exergy destruction in evaporator is the main problem in ORCs. Therefore, due to variable phase change temperature (non-isothermal), the use of the zeotropic mixtures like ammonia-water as the working fluid was proposed. Kalina cycle is a kind of power cycle in which ammonia-water mixture is used as the working fluid.

In this study, based on the thermodynamic and thermoeconomic analyses, a superheated Kalina cycle driven by a geothermal heat source is analyzed. The effects of ammonia concentration and turbine pressure on the performance of the system are investigated. Finally, for different temperatures of geothermal sources in Iran, the optimum ammonia concentration and optimum turbine pressure are presented, using a genetic algorithm.

2. System Description

In this study, a superheated Kalina cycle is simulated that uses a geothermal resource as the heat source. Ammonia-water mixture is used as the working fluid. Figure 1 shows the schematic of the investigated superheated Kalina cycle.

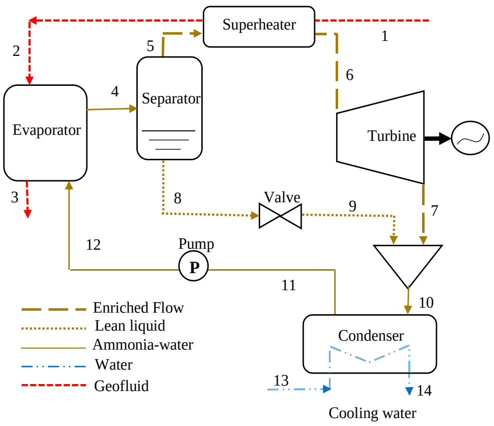


Figure 1. A configuration of a superheated Kalina cycle

3. System Analysis

In this research, a superheated Kalina cycle is modeled based on thermodynamic and thermoeconomic analyses. Ammonia concentration and turbine pressure are two effective operating parameters. First, the effects of these parameters on the performance of the system are investigated. Then, based on the genetic algorithm, the system is optimized and the optimum values of parameters for different geothermal heat sources are reported.

The effect of turbine pressure on the cycle performance

Increasing the turbine pressure reduces the energy and exergy absorbed in the evaporator. Therefore, at a heat source temperature of 170 ℃, maximum energy and exergy efficiencies occur at pressures of 30.56 bar and 28.33 bar, respectively, as shown in Figure 2.

[1]. Doctorate of Energy Conversion, Department of Mechanical Engineering, Center of Computational Energy, Hakim Sabzevari University, Sabzevar, Iran.

[2]. Corresponding author :Associate Professor of Energy Conversion, Department of Mechanical Engineering, Center of Computational Energy, Hakim Sabzevari University, Sabzevar, Iran.
Email: Ehsanamech@gmail.com

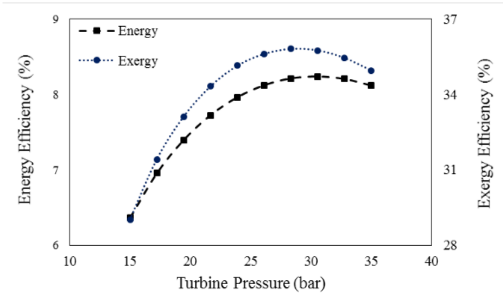


Figure 2. The effects of various turbine pressures on the energy and exergy efficiencies

The effect of ammonia concentration on the cycle performance

Considering Figure 3, at a heat source temperature of 170 ℃, the maximum energy and exergy efficiencies occur at a concentration of 7%.

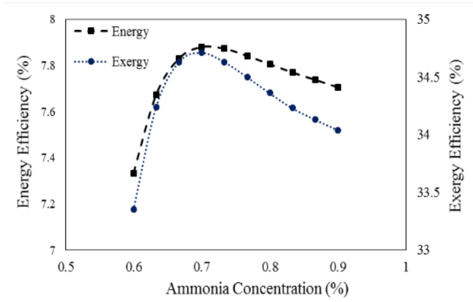


Figure 3. Effects of various ammonia concentrations on the energy and exergy efficiencies

Simultaneous optimization

In order to optimize the system, minimizing the exergy cost of power generation is considered as the objective function. Using the genetic optimization algorithm at the heat source temperature of 170 °C, the optimal values for ammonia concentration and turbine pressure are obtained 80.1% and 28.85bar, respectively. Finally, the optimum values of parameters for different heat source temperatures are listed in Table 1.

Table 1. Optimum values of pressure and concentration for different heat source temperatures.

Region	Temperature	Optimum values	Objective function ($/GJ)
Sahand	165℃	P=27.99	3.1
		X=80.13	
Khoy-Maku	170 ℃	P=28.85	3.096
		X=80.1	
Sabalan	183℃	P=30.05	3.085
		X=80.21	
Damavand	190℃	P=33.61	3.076
		X=83.39	

4. Conclusion

In this study, with the aim of generating power from geothermal sources in Iran, a superheated Kalina cycle was modeled. Based on thermodynamic and thermoeconomic analyses, the effects of various turbine pressures and ammonia-water concentrations on the cycle performance were investigated. The results show that for heat source temperature of 170 ℃ and concentration of 65%, the minimum exergy cost of power generation happens at a pressure of 19.44 bar. Moreover, at a constant pressure of 22 bar, the minimum exergy cost of power generation occurs at a concentration of 70.33%. Finally, using the genetic algorithm and the objective function of minimizing the exergy cost of power generation, for heat source temperature of 170˚C the optimum values of concentration and pressure obtain 80.1% and 28.85 bar, respectively. Eventually, in order to achieve maximum performance, the optimal values of concentration and pressure are presented for different temperatures of geothermal sources in Iran.